

小形高速ディーゼルエンジンのねじり振動機関減衰に関する一考察

若 林 克 彦*

A Study for the Engine Damping of Torsional Vibrarion of High-speed, Small Diesel Engines

By Katsuhiko Wakabayashi*

Synopsis: At first, this paper refers to a new method for obtaining experimentally engine damping that is necessary for the calculation of torsional vibration. In this experiment, the decay constant is obtained from the record of the damped, free torsional vibration waveforms which can be got by stopping abruptly combustion in steady operating. The damping ratio and the engine damping coefficient can be got from thus obtained decay constant.

Secondly, this paper gives a report on the results of the above-mentioned, free vibration experiments performed on six types of small, straight-type, high speed diesel engines (cylinder bore: 83–120 mm, total stroke volume: 1.9–10.2 l). The results of the experiments are as follows:

- (1) The engine damping ratio is approximately 0.03 to 0.04.
- (2) The piston rings, especially oil control rings, have a great effect on the engine damping.

要旨: 本論文では、まず最初に機関減衰を実験より直接求めることができる一方法を提示した。この方法では、エンジン運転中に燃焼を急に停止させて得られる自由減衰ねじり振動波形より減衰定数 (Decay constant) を求める。この減衰定数より減衰比を求め、さらに減衰係数を算出することができる。

つぎに、この自由減衰振動実験法を採用して、総排気量1.9 lから10.2 lまでの6種の車両用小形高速ディーゼルエンジン (シリンダ内径; ϕ 83–120 mm) を対象として機関減衰特性を求めた結果、

- (1) 機関減衰比は、ほぼ0.03–0.04である。
- (2) ピストンリング部、とくに油かきリング部は機関減衰に大きな影響を与える。

が得られた。

1. ま え が き

ディーゼル機関クランク軸系のねじり振動角変位および付加応力を計算する際に、最も問題となるのは、軸系の減衰の評価である。実際の軸系に作用するねじり振動減衰は、大別すると、機関減衰、従動軸側の接続に応じて推進装置の減衰あるいは発電機の減衰などである。これらの各減衰は多くのパラメータに依存しているため、複雑な現象を呈している。設計段階で必要な各種減衰値を定量的に推定する実験式^{1)~14)}は、これまでに Lewis,

Shannon, Ker Wilson, Archer などにより数多く提案されてきたが、確実にして普遍的な式は存在しない¹⁵⁾。その上、軸系の減衰の中で主要な役割をする機関減衰は、最も不明確である。また、小形高速ディーゼルエンジンの機関減衰に関する報告例¹⁶⁾は皆無に近い。

そこで、本研究では小形高速ディーゼルエンジンに限定し、その機関減衰特性を実験より追求し、設計時における最重点検討項目の一つであるねじり振動予測計算に必要な資料を提供することを目的とする。

2. 記号の説明

本論文中使用する主な記号は次の通りである。

C_m ; 質量の絶対速度に比例する粘性減衰係数[Nms]

*工学部機械工学科 教授 工学博士
Mechanical Engineering Division, Professor, Dr. of Engineering.

- $F_m(t)$; 質量に作用する合成トルク [Nm]
 J_m ; 質量の慣性モーメント [kgm²]
 K_m ; 軸のねじりばね定数 [Nm/rad]
 m ; 質量番号
 T_a ; 減衰ねじり振動の周期 [s]
 t ; 時間 [s]
 t_v ; $\theta=\theta_v$ を与える t の値 [s]
 W_e ; ねじり振動の強制仕事 [Nm]
 W_h ; ねじり振動のヒステリシス減衰仕事 [Nm]
 α ; 減衰定数 (Decay constant) [s⁻¹]
 θ ; ねじり角 [rad]
 θ_m ; 質量のねじり角変位の実振幅 [rad]
 θ_v ; 減衰ねじり振動波形の v 番めの最大値 [rad]
 v ; 整数
 ξ ; 減衰比, 機関減衰比
 ω_n ; 固有円振動数 [rad/s]
 δ ; 対数減衰率

3. 自由減衰振動実験法

従来, ねじり振動振幅の計算に必要な機関減衰係数は, 採取されたインジケータ線図とねじり角変位波形をもとにして, 起振トルクとねじり角変位に関する各次のハーモニック係数をそれぞれ求め, 粘性減衰を仮定して, 各次数の共振回転数でエネルギー法を適用し, 次数ごとに求められていた。したがって, このエネルギー法の中には, 起振トルクや角変位のハーモニック係数等を含み煩雑で誤差が入りやすい。その上, この方法より得られた機関減衰係数は, 同一機関でも, 次数ごとの値が, かなり異なってくることがある¹⁵⁾。

そこで, 本研究では, 上述のハーモニック係数等に関

係なく, 機関減衰能を実験より直接求めることができる一方法を提示する。この方法では, 供試エンジンの潤滑油および冷却水温度を一定に保ち, 燃料噴射量を最大にして全負荷運転で実験を行う。クランク軸の減衰ねじり振動は, この実験条件の下で, (1)吸気管の通路を閉鎖して新たな空気の流入を止めるか, あるいは, (2)デコンプ (Decompression) を使用して減圧し, 燃焼を急に停止させることにより発生させる。このようにして得られる自由減衰ねじり振動波形は, クランク軸端に装着されたねじり振動検出器で計測され, 送信器より無線にて受信アンテナに送出される。受信器で受けた波形の出力は増幅されてデータレコーダに収録される。この収録波形を, 自由減衰振動の固有振動数と一致する周波数を中心周波数とした狭帯域フィルタを通すことにより, 最終的に必要な自由減衰波形となるので, この波形を電磁オシロ記録紙上に描かせる。このねじり振動波形の減衰は, クランク軸回転角速度がほぼ一定と見なせるうちに, 速やかに完了する。厳密に言えば, 起振トルクが一部残っているが, 以下, この実験を自由減衰振動実験と呼ぶ。

4. 実験装置

実験装置の系統図を図1に示す。供試機関は, 直接あるいはゴム継手を介して渦電流式動力計または水動力計に接続されている。クランク軸プーリ端側には, トーショグラフならびに送信器を取り付け, 出力信号を無線で受信アンテナに送出する。受信器が受けた出力信号は, 増幅され, データレコーダに収録される。同時にインジケータ線図も採取する。

実験対象としたエンジンは, 表1に示すように, 総排出量1.9 lから10.2 lまでの6種の車両用小形高速ディー

表 1 供試機関要目

Particulars \ Name of engine	A	B	C	D	E	F
Total stroke volume l	1.911	4.313	5.010	6.211	7.983	10.178
Number of cylinders	4	6	6	6	6	6
Cylinder bore × stroke φmm × mm	83 × 92	90 × 113	97 × 113	100 × 130	110 × 140	120 × 150
Maximum power output kW/rpm	40.5/3800	73.6/3200	95.6/3200	121/3200	118/2400	143/2400
Maximum torque Nm/rpm	121/2200	245/2000	304/2000	402/2000	505/1600	667/1600
One node natural circular frequency rad/s	1961	1528	976	1447	1196	1223

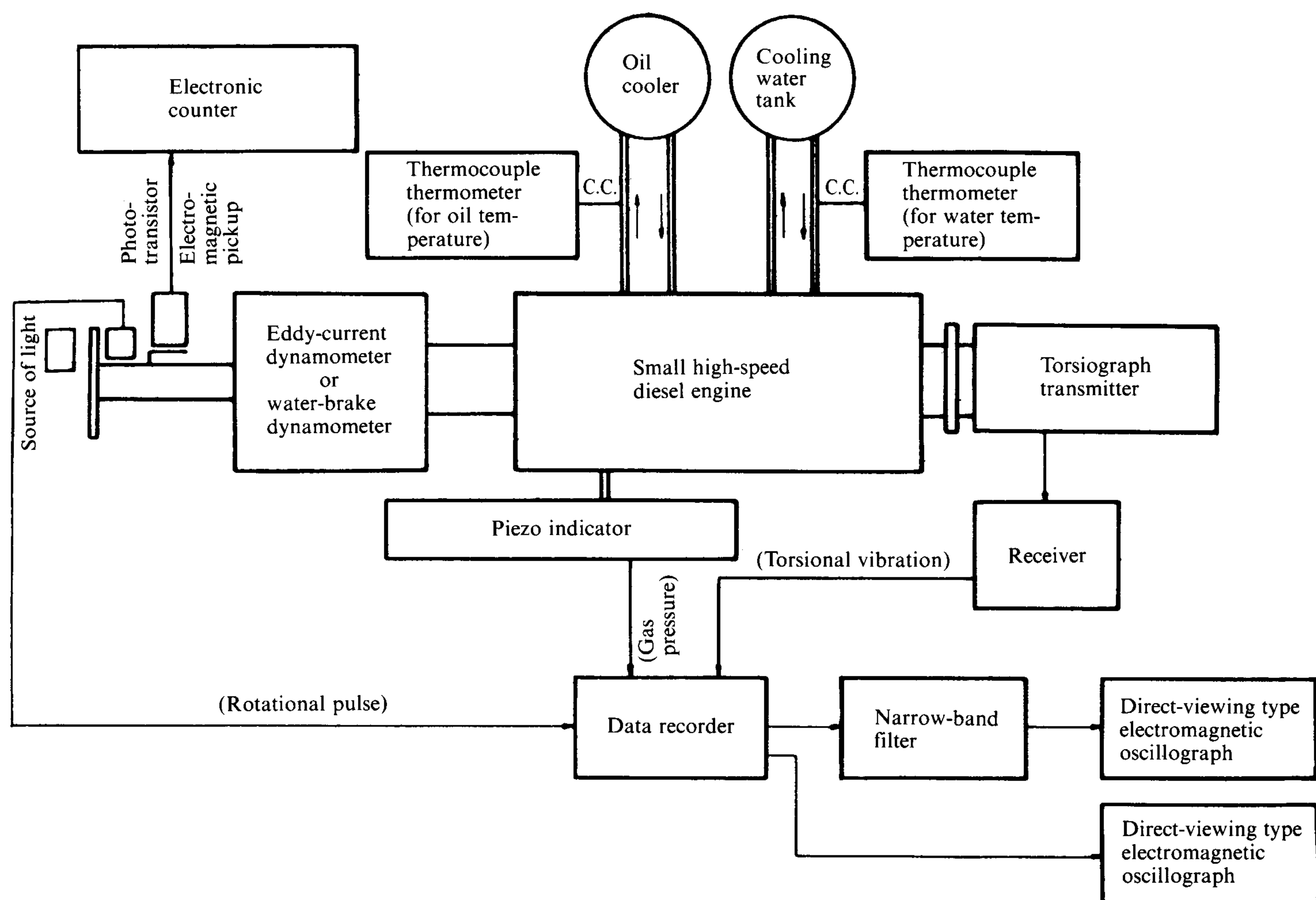


図1 自由減衰ねじり振動波形測定系統図

ゼルエンジンである。なお、シリンダ内径は $\phi 83 \sim 120$ mmの範囲である。

5. 減衰定数の定義および減衰比との関係

自由減衰振動実験よりねじり振動の減衰波形が得られるので、その減衰振幅曲線から減衰定数および減衰比を求める方法について述べる。

減衰に関連した代表的な表現として、対数減衰率や減衰比などがある。もし、減衰が線形特性を持つならば、これらの間には換算関係が成立する。実験よりこれらの値を求めるには、一般的に、(1)自由減衰振動記録、(2)変位振幅—振動数応答記録、(3)外力—変位ヒステリシス記録などのいずれかの記録をもとにしている。本実験より得られる記録は(1)に属する。

実際の往復動機関クランク軸系のねじり振動は、線形復元力と非線形減衰を持つ振動系と考えられるが、その非線形性は軽度であると推定されている。そこで、本論文では、減衰を線形近似することにより、クランク軸ねじり振動系を線形化して取り扱う。

各種の減衰表現のうちで、振動解析と密接な関係を持

ち、自由減衰振動記録より直接求めることができる値 α を次式で定義し、これを減衰定数 (Decay constant) と呼ぶ。

$$\alpha = \frac{\log_e (\theta_v / \theta_{v+1})}{t_{v+1} - t_v} = \frac{\delta}{T_d} \quad (v=0, \pm 1, \pm 2, \dots) \quad (1)$$

つぎに、減衰定数と減衰比の関係を求める。線形自由減衰振動で減衰比 $0 < \xi < 1$ の場合は、振幅が $Ce^{-\xi\omega_n T_d}$ (C : 任意定数) のように時間の経過に伴って指数関数的に減少する周期 $T_d = 2\pi / \omega_n \sqrt{1 - \xi^2}$ の正弦振動となることは周知の事実である。したがって、次式が導かれる。

$$\frac{\theta_v}{\theta_{v+1}} = e^{\xi\omega_n T_d} \quad (2)$$

$$\therefore \log_e (\theta_v / \theta_{v+1}) = \xi\omega_n T_d \quad (3)$$

よって、式(1)および式(2)より、減衰定数 α と減衰比 ξ および固有円振動数 ω_n の間には、次の関係が成立する。

$$\alpha = \xi\omega_n \quad (4)$$

ここで、 α および ω_n が既知であれば減衰比 ξ が求まる。

6. 自由減衰振動の実験結果

表1に示した各供試エンジンを対象として、冷却水温度を353K一定に保ち、回転数、潤滑油温度およびピストンリングの本数などを変化させて、自由減衰振動実験を行い、その記録波形より減衰定数を求める。そして、これらの因子と減衰定数との関係をエンジンごとに調査する。同一のエンジンにおいては、慣性モーメントやねじりこわさに変化がないので、これらの因子が減衰特性に及ぼす影響の度合を調べるために、減衰定数を使用することができる。さらに、直列小形高速ディーゼルエンジンの減衰比を定量的に求めて整理する。

図2に自由減衰ねじり振動の記録波形の一例を示す。この波形の各山の最大値を使用して求めた対数減衰率の値は、ほぼ、一定の値であることから、対象としたエンジンの減衰を線形近似することは有効なことである。

6.1 機関減衰特性

以下に前述の各因子と減衰定数との関係を調査する。

(1) 回転数と減衰定数の関係

供試D, EおよびFエンジンを対象としてオイルパンでの潤滑油温度をオイルクーラを使用して、333K一定に保ち、エンジン回転数を変化させて自由減衰振動実験を行った。表2は回転数と減衰定数の関係を示す。また、Dエンジンについては、燃料噴射ポンプを交換して油温を333Kおよび353Kと変化させて、25%オーバーラン

表2 エンジン回転数と減衰定数の関係・その1

Name of engine	Item	Engine speed rpm	Decay constant 1/s
D		2800	50.6
		2900	50.8
		3040 (near the 4.5th resonance)	58.2
		3200	56.5
E		1250 (near the 9th resonance)	38.9
		1500 (near the 7.5th resonance)	42.8
		1880 (near the 6th resonance)	44.2
		2200 (near the 5.5th resonance)	42.5
		2400 (near the 4.5th resonance)	41.8
F		1280 (near the 9th resonance)	41.4
		1530 (near the 7.5th resonance)	42.6
		1920 (near the 6th resonance)	43.6

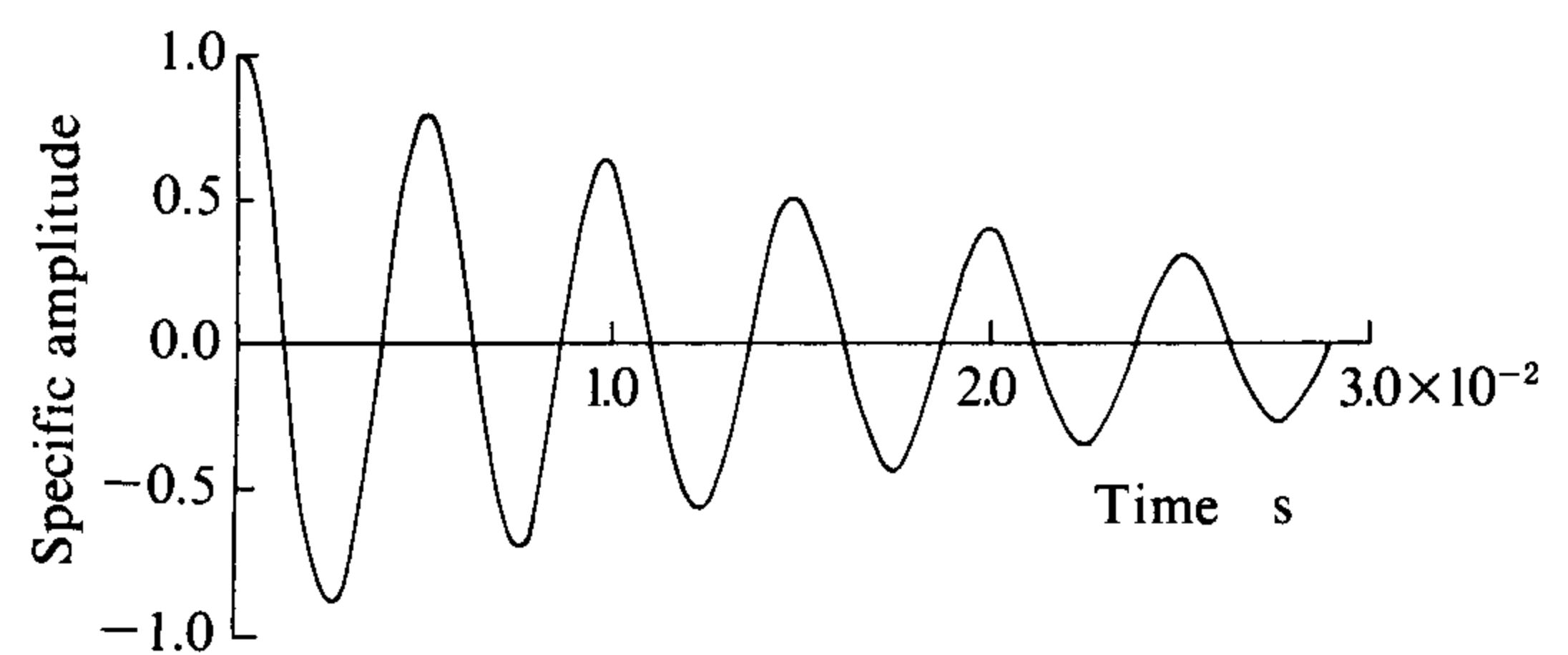


図2 自由減衰ねじり振動波形 (Eエンジン, 1980 rpm)

領域まで拡大して同様の実験を行った。表3はその結果の一覧である。オーバーラン領域までの結果も含めて、減衰定数の値は回転数によって多少の違いはあるが、両者の間に相関関係はみられない。

(2) 潤滑油温度と減衰定数の関係

Eエンジンのオイルパンでの潤滑油温度を333K, 343Kおよび353K変化させて減衰定数との関係を調べた結果が表4である。本来ならば、シリンダ部あるいは軸受部などの局所的な所における潤滑油の温度変化との関係でとらえるべきであるが、オイルパンでの潤滑油温度の変化によって、どの程度の影響があるかを巨視的な観点から調べた。その結果、予想されたことではあるが、温度による潤滑油の粘度変化と減衰定数の変化とは、ほぼ同じ傾向を示した。

(3) 新品リングを取り付けた場合の減衰定数の変化

(1), (2)の実験に使用した摩耗しているピストンリングの代りに同一形状の新品リングを使用した実験を行い前者との減衰定数の相違を調べた結果を表5に示す。この実験は3時間ラッピング運転をした後に行われたが、前

表3 エンジン回転数と減衰定数の関係・その2
(Within the range of overrunning speed in the engine D)

Oil temperature K	Item	Engine speed rpm	Decay constant 1/s
333		3360	57.0
		3680	49.8
		3840	50.9
		4000	53.2
353		3680	45.3
		3840	48.1
		4000	49.5

表4 潤滑油温度と減衰定数の関係
(Engine E)

Lubricating oil temperature K	333	343	353
Engine speed rpm			
1250	42.5	41.0	36.9
1500	44.0	42.6	40.6
1880	47.4	43.9	41.7
2200	44.3	43.3	40.0
2400	42.8	40.4	36.8

表5 新品リングを取り付けた場合の減衰定数
(Engine E)

Lubricating oil temperature K	333	343	353
Engine speed rpm			
1250	38.9	37.3	36.8
1500	42.8	39.8	38.8
1880	44.2	41.9	39.5
2200	42.5	40.1	37.5
2400	41.8	39.1	36.5

者と比較して減衰定数に5%程度の違いがみられた。

(4) ピストンリングの装着本数を変えた場合の減衰定数の変化

F エンジンには6 シリンダで各ピストンには、コンプレッションリング3本とオイルリング2本が装着されている。このエンジンの総てのピストンにわたって、(1)全ピストンリング付、(2)No. 4のオイルリングを抜く、(3)No. 2およびNo. 3のコンプレッションリングを抜く、(4)No. 2, No. 3およびNo. 4のリングを抜く、の各場合について実験を行った結果を表6に示す。なお、ピストンリングはシリンダヘッド側から順に番号を付けた。

この結果よりピストンリング部は機関減衰に大きな影響を及ぼしていることが推定できる。とくに、オイルリングの影響が大である。ピストンリング部の減衰への寄与を明確にするために、図3にピストンリングの本数による影響を描いた。この図からもピストンリング部の影響の大きいことが推定できる。これについては7章でさらに詳しく考察する。なお、ピストンリングを抜くことにより減衰の場は多少変化していると推定されるが、エンジン運転中において、とくに異常はみられなかった。

表6 ピストンリングの本数と減衰定数の関係
(Engine F)

Installation of rings	Decay constant 1/s
All rings installed	43.6
No. 4 ring removed	37.0
No. 2 and No. 3 rings removed	35.8
No. 2, No. 3 and No. 4 rings removed	28.0

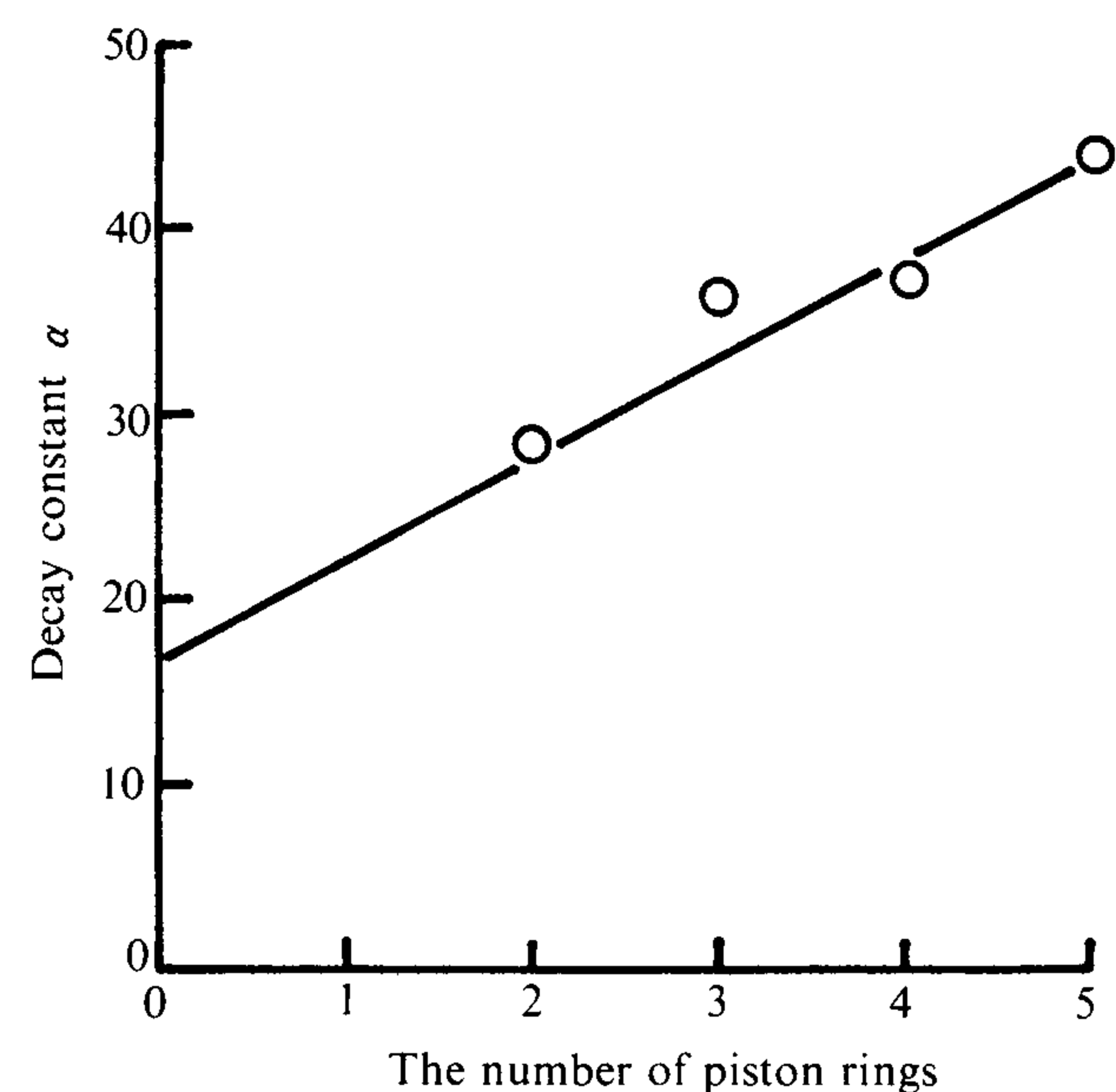


図3 ピストンリングの本数と減衰定数の関係

表7には、この実験に使用したピストンリングの仕様を示す。

6.2 機関減衰比

表1に示した諸元を持つ直列小形高速ディーゼルエンジン6種を対象として、機関減衰比の値を定量的に求めるために実験を行った。なお、B, EおよびFエンジンについては、プーリ端に付加質量を取り付けて振動系を変化させて実験した。これらの結果を表8に示す。5節で言及した減衰定数、減衰比および固有円振動数との関係を考慮に入れて機関減衰比を整理した図が、図4および5である。これらより直列小形高速ディーゼルエンジンの減衰比は、ほぼ0.03~0.04の範囲内にある。なお、これらの図には、対比の意味でV型8シリンダエンジン（総排気量；14.3 l）について同様の実験を行い、得られた結果を載せてある。V型小形エンジンの機関減衰比もほぼ上記の範囲内に入るものと推定される。

7. ねじり振動機関減衰についての一検討

表6に示された減衰に関する実験結果より、オイルリング部およびコンプレッションリング部の分担している

表 7 ピストンリングの仕様

(Engine F)

Item	top Compression ring	2nd Compression ring	3rd Compression ring	4th Oil ring	5th Oil ring
Nominal diameter mm	120	120	120	120	120
Width mm	3	3	3	4.5	4.5
Ring gap mm	0.4～0.6	0.35～0.55	0.35～0.55	0.35～0.55	0.35～0.55
Type	Inside bevel type	Plain type	Undercut type	Bevel cutter type	Bevel cutter type

表 8 固有円振動数と減衰定数の関係

Name of engine	Inertia of pulley kg m ² × 10 ⁻²	Natural circular frequency ω_n rad/s	Decay constant α 1/s	Damping ratio ζ
A	1.94	1961	62.0	0.0316
B	0.718	1525	48.0	0.0314
	3.41	1268	45.6	0.0360
	5.32	1131	35.4	0.0313
	9.72	946	33.4	0.0354
C	1.40	976	33.6	0.0346
D	2.57	1447	58.2	0.0402
E	2.93	1196	44.2	0.0369
	11.76	951	36.1	0.0378
F	4.20	1223	43.6	0.0357
	13.02	1064	33.6	0.0316
	23.81	919	28.6	0.0311
	40.79	779	25.0	0.0321

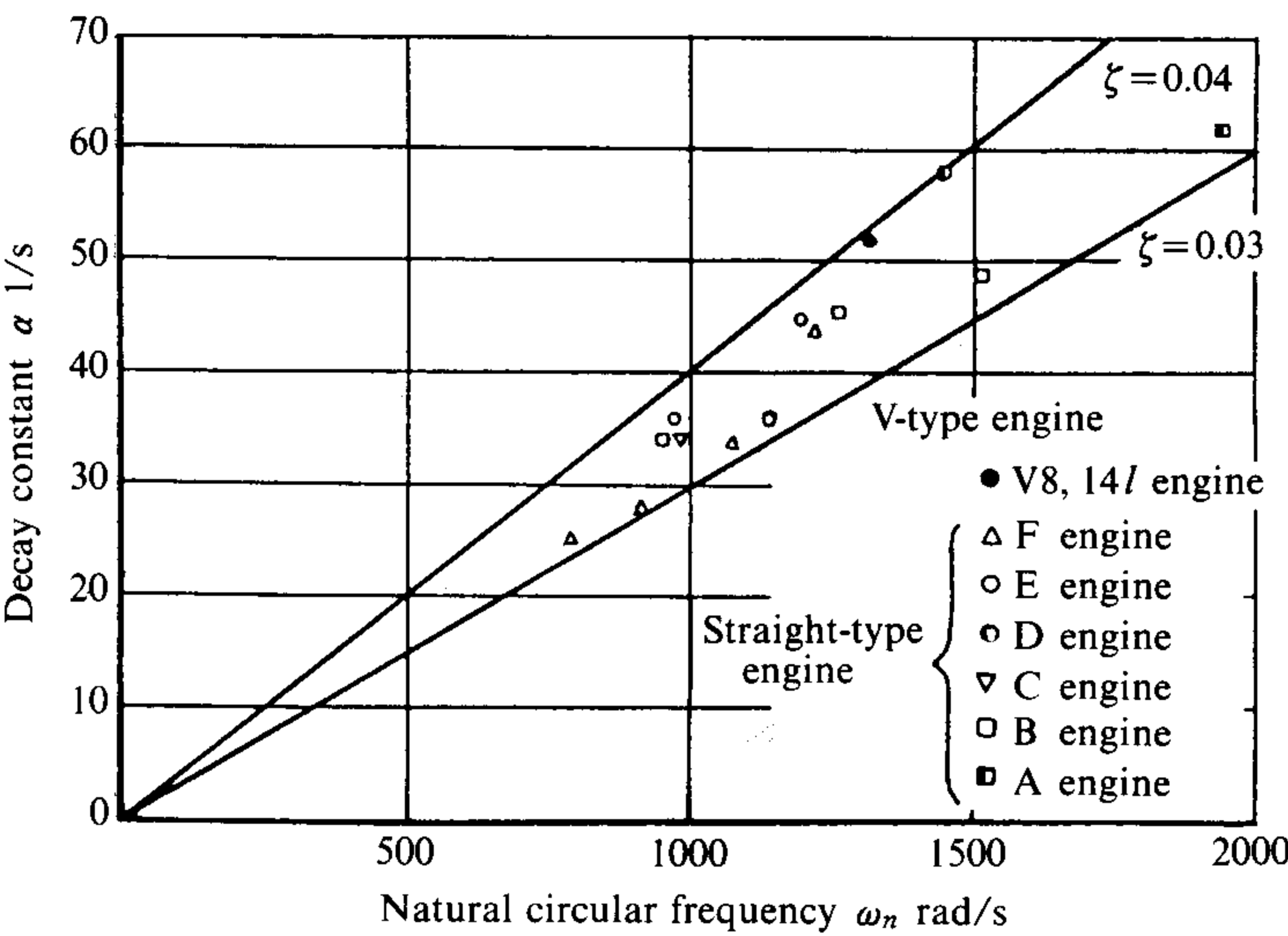


図 4 減衰定数・固有円振動数・減衰比の関係

減衰仕事割合について検討する。オイルリング部，コンプレッションリング部およびリング部以外でも，各々一定の減衰仕事をしていると仮定すると，表 6 に示された 4 つの実験結果より各減衰仕事割合に関する代数方程式が得られる。これらの代数方程式を解いて，各減衰仕事割合の平均値を求めると，オイルリング 1 本分の減衰仕事はコンプレッションリング 1 本分の減衰仕事の約 1.7 倍である。また，ピストンリング部全体で全減衰仕事の約 60% を分担している結果が得られた。

つぎに，ピストンリング部以外で分担している約 40% の減衰仕事の内容について検討する。これまでに提示されたヒステリシス減衰に関する実験式のうちで比較的信頼性のあるルイスの式²⁾を使用して，ヒステリシス減衰

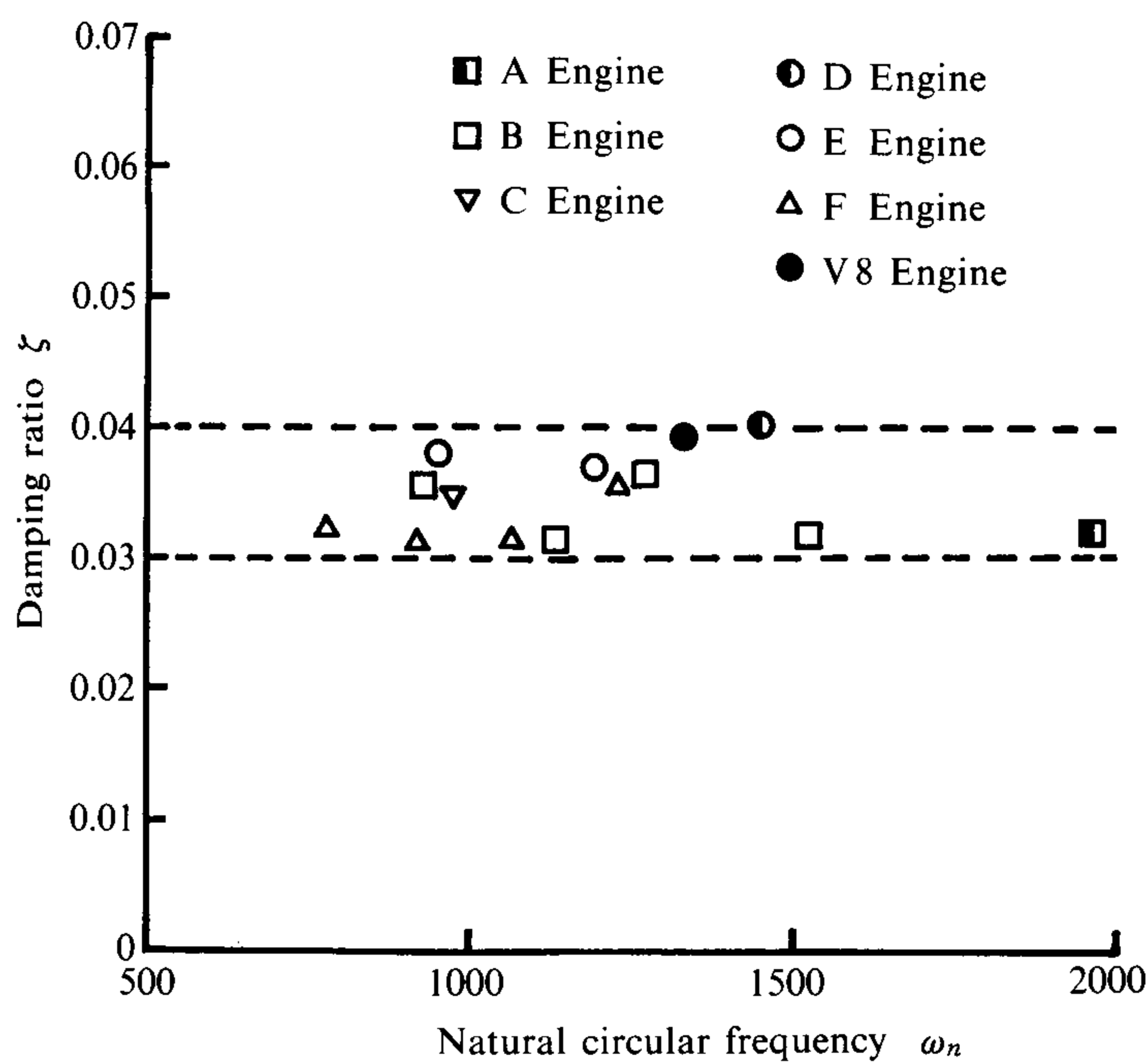


図5 機関減衰比（小形高速ディーゼルエンジン）

仕事 W_h ，さらに減衰仕事割合 W_h/W_e (W_e ；強制仕事) を計算し，表9に示した。これよりヒステリシス減衰仕事の割合は10%以下であると予測されるので，約30%の減衰仕事が軸受部などで消費されていると推定される。なお，これらの結果は，Fエンジンについての実験結果をもとにしたものであるから，普遍的な結果ではないが，小形高速ディーゼル機関の減衰特性の一端を示しているものと考えられる。また，Fエンジンよりピストンリングの本数が少ないエンジンについては，上記のピストンリング部の減衰能に関する結果を利用して機関減衰を予測することが可能である。

8. 等価ねじり振動系における機関減衰係数の決定法

小形高速ディーゼルエンジンの減衰比を実験より定量的に求めた。そこで，この実験結果(図4)を利用して，ねじり振動計算に必要な等価振動系における機関減衰係数を決定する方法について，Eエンジンを例にとって述べる。

まず，従来の方法⁹⁾を使用して，Eエンジンの等価振動系の慣性モーメントおよび等価長さを求めて表にしたのが，表10である。

つぎに，この表の諸数値を用いてホルツァ計算を行い，一節固有円振動数 ω_n を求め，図4を利用して減衰定数 α を得る。この α の値には，ある範囲が存在するので，具体的な数値の決定については経験的なものを加味する必要がある。この減衰定数 α から単シリンダあたりの機関減衰係数 $C(=C_m)$ を決定するにあたり，機

表9 ヒステリシス減衰仕事の割合 (Fエンジン)

Node, Order	1st node, 6th order	2nd node, 6th order
Torsional vibration angular displacement rad	1.920×10^{-3}	2.792×10^{-3}
Exciting energy W_e Nm	106.6	101.3
Hysteresis loss energy W_h Nm	5.017	7.410
The ratio of hysteresis loss to exciting energy $W_h/W_e \times 100\%$	4.71	7.31

表10 Eエンジン等価ねじり振動系の諸数値

 $\omega_n = 1196 \text{ rad/s}$

Mass No.	Name of mass	Moment of inertia $\text{kg m}^2 \times 10^{-2}$	Equivalent length $\text{m} \times 10^{-2}$
1	Pulley	2.93	3799.30
2	No. 1 cylinder	6.82	667.71
3	No. 2 cylinder	6.82	667.71
4	No. 3 cylinder	6.91	733.21
5	No. 4 cylinder	6.91	667.71
6	No. 5 cylinder	6.82	667.71
7	No. 6 cylinder	6.82	475.76
8	Flywheel	141.88	81.90
9	Gear	3.47	—

関減衰は絶対速度比例の粘性減衰であり，すべてのシリンダで等しい値であると仮定する。したがって，図6のEエンジンの等価振動モデルで検討すると，多質量系の自由ねじり振動解析より減衰定数 α と単シリンダあたりの機関減衰係数 C との関係が得られる。たとえば，神田の集中定数系自由振動解析法¹⁸⁾を使用すると，Eエンジンにおける α - C の関係は，図7のようになる。ゆえに，減衰定数が求められれば，図7よりEエンジンの機関減衰係数 C を容易に決定できる。

以上の手順でEエンジンの機関減衰係数を求める。まず，表10に示した等価振動系の諸数値を使用してホルツァ計算より一節固有円振動 ω_n を求めると， $\omega_n = 1196 \text{ rad/s}$ が得られる。この値を利用して，図4よりEエンジンの減衰定数 α として， $\alpha = 44 \text{ 1/s}$ を採用する。したがって，図7より単シリンダあたりの機関減衰係数 C は， $C = 9.3 \text{ Nms}$ となる。

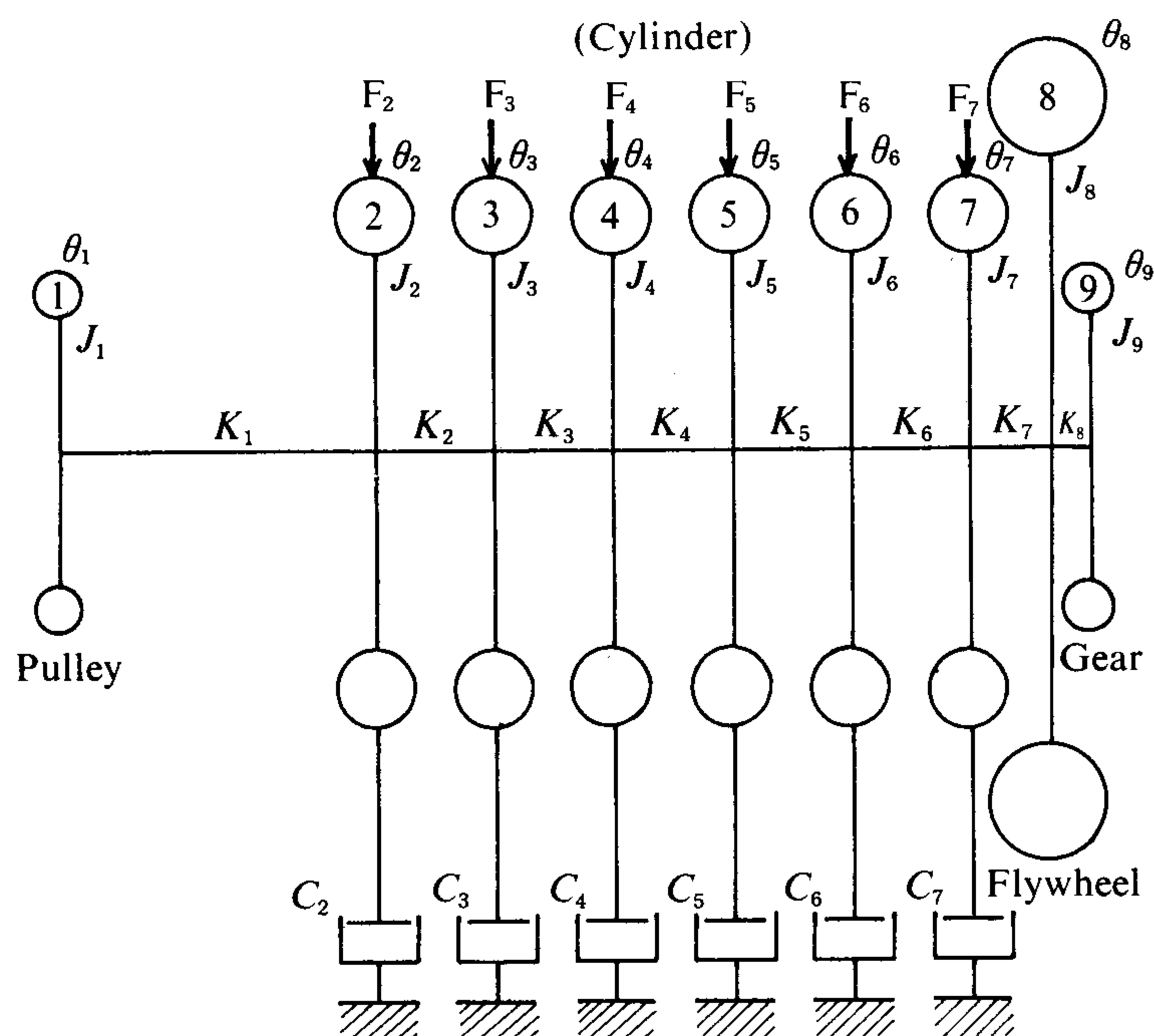


図6 等価ねじり振動系

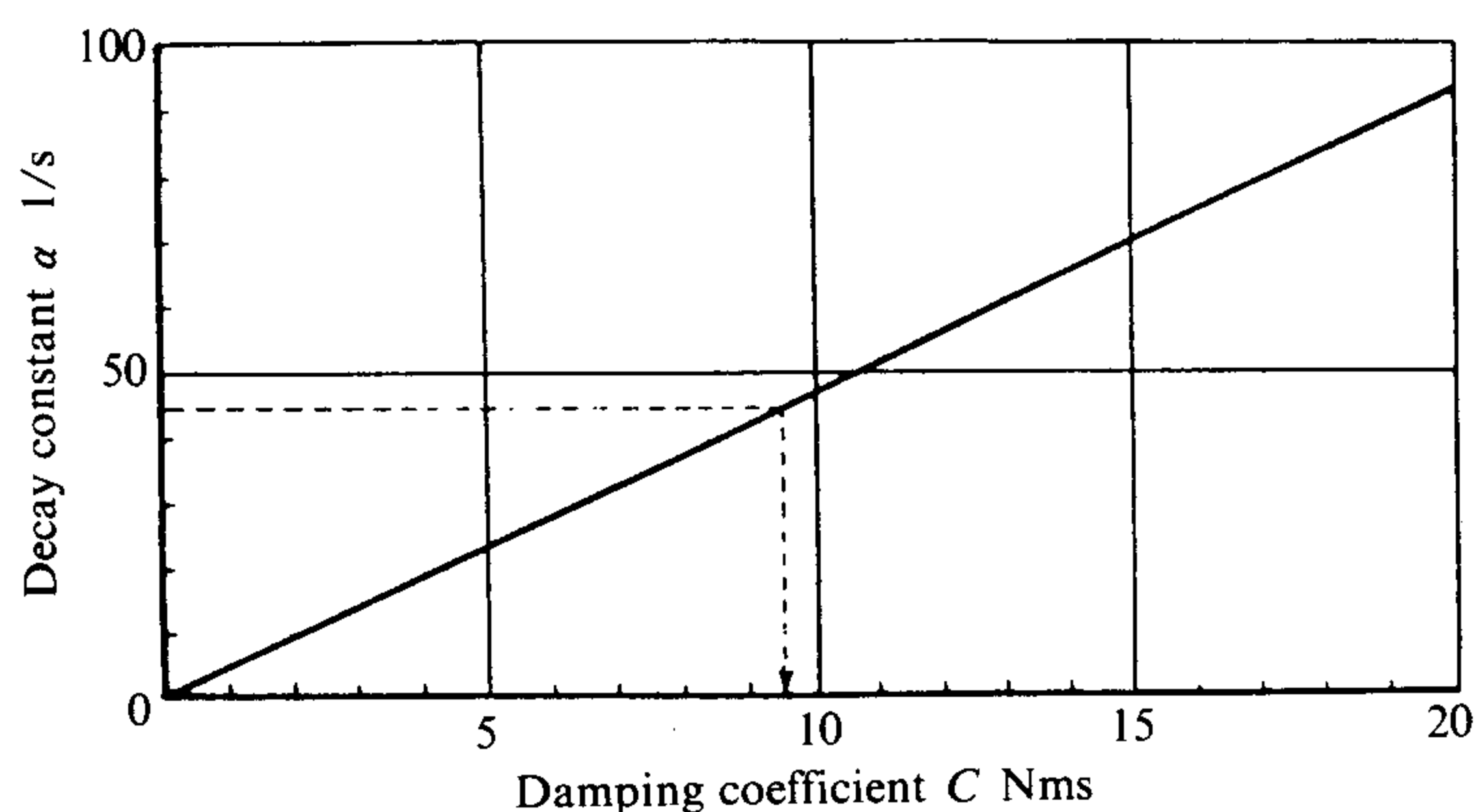


図7 減衰定数と減衰係数の関係

9. ねじり振動角変位波形のシミュレーション

8章で求められた機関減衰係数の値の妥当性について検討を加えるために、文献17)および19)で筆者が提案した「推移マトリックス (Transition matrix) 法を導入したねじり振動波形のシミュレーション法」を採用して、Eエンジンクランク軸プーリ端におけるねじり振動角変位波形を計算より求めて、実測波形と比較する。

9.1 ねじり振動角変位の計算波形

推移マトリックス法を導入したねじり振動角変位波形の計算に必要なデータとして、

- (1) 等価振動系の諸元；慣性モーメント，等価長さ，機関減衰係数

- (2) シリンダあたりの合成トルク

がある。(1)については、前章で総べて決定している。(2)については筆者が文献17)で求めているので、その結果を利用する。一例として、図8はEエンジンの6次ね

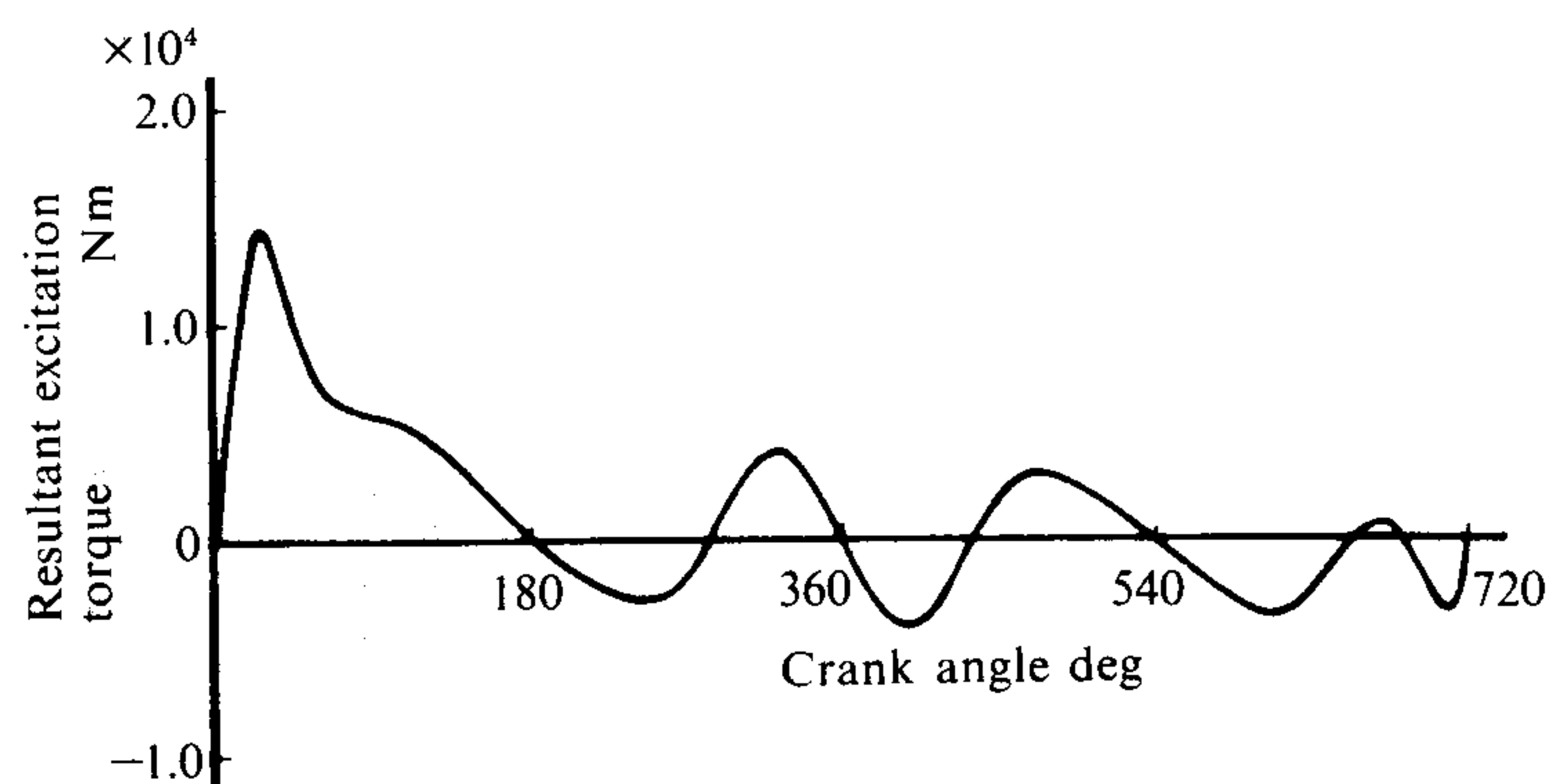


図8 合成トルク曲線 (1880 rpm, E エンジン)

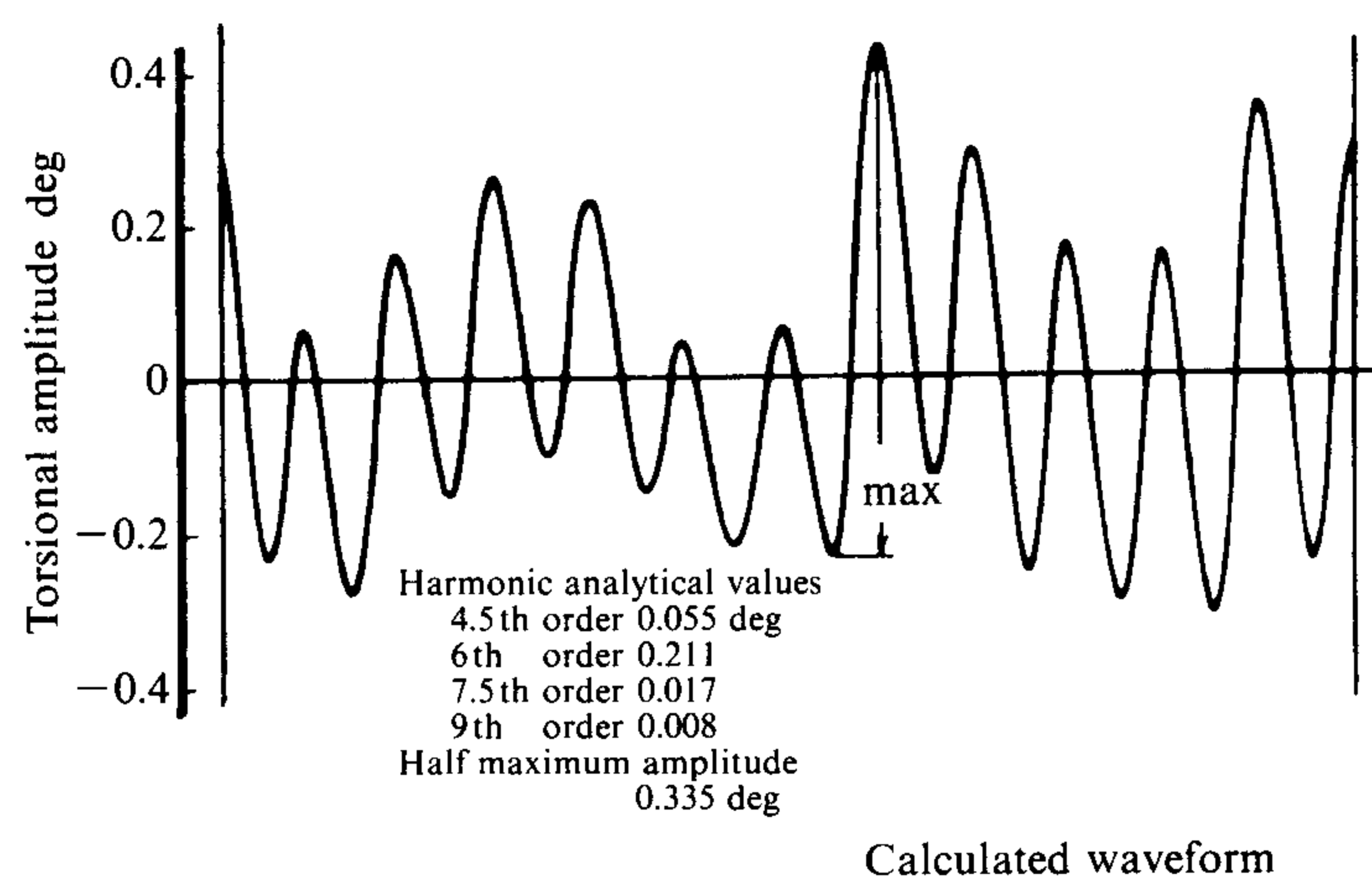


図9 ねじり振動角変位の計算波形 (プーリ端, 1880 rpm, E エンジン)

じり共振回転数1880 rpmにおける合成トルク曲線を示す。

以上で計算に必要なデータが総べて決定したので、ねじり振動角変位波形のシミュレーションを行い、その結果を図9に示す。なお、図中には、この波形を調和解析することにより得られる各次数の角変位振幅のうち、主要次数の振幅、さらに最大振幅の値を載せてある。

9.2 ねじり振動角変位の実測波形

前節の計算と対応するEエンジンのクランク軸プーリ端におけるねじり振動角変位の実測波形 (1880 rpm, 6次共振点)¹⁷⁾は筆者らがねじり振動実験により、すでに求めているので、その波形を図10に示す。同図には計算結果と比較検討するために、主な次数の振幅および最大振幅の値も載せてある。

9.3 比較検討

図9に示した計算結果と図10に示した実測結果を比較すると、各次数の振幅値および最大振幅値はよく一致し、さらに波形もかなり類似している。比較したのは一例であるけれども、これから類推して、前章で得られた機関減衰係数は妥当な値であることが判明した。

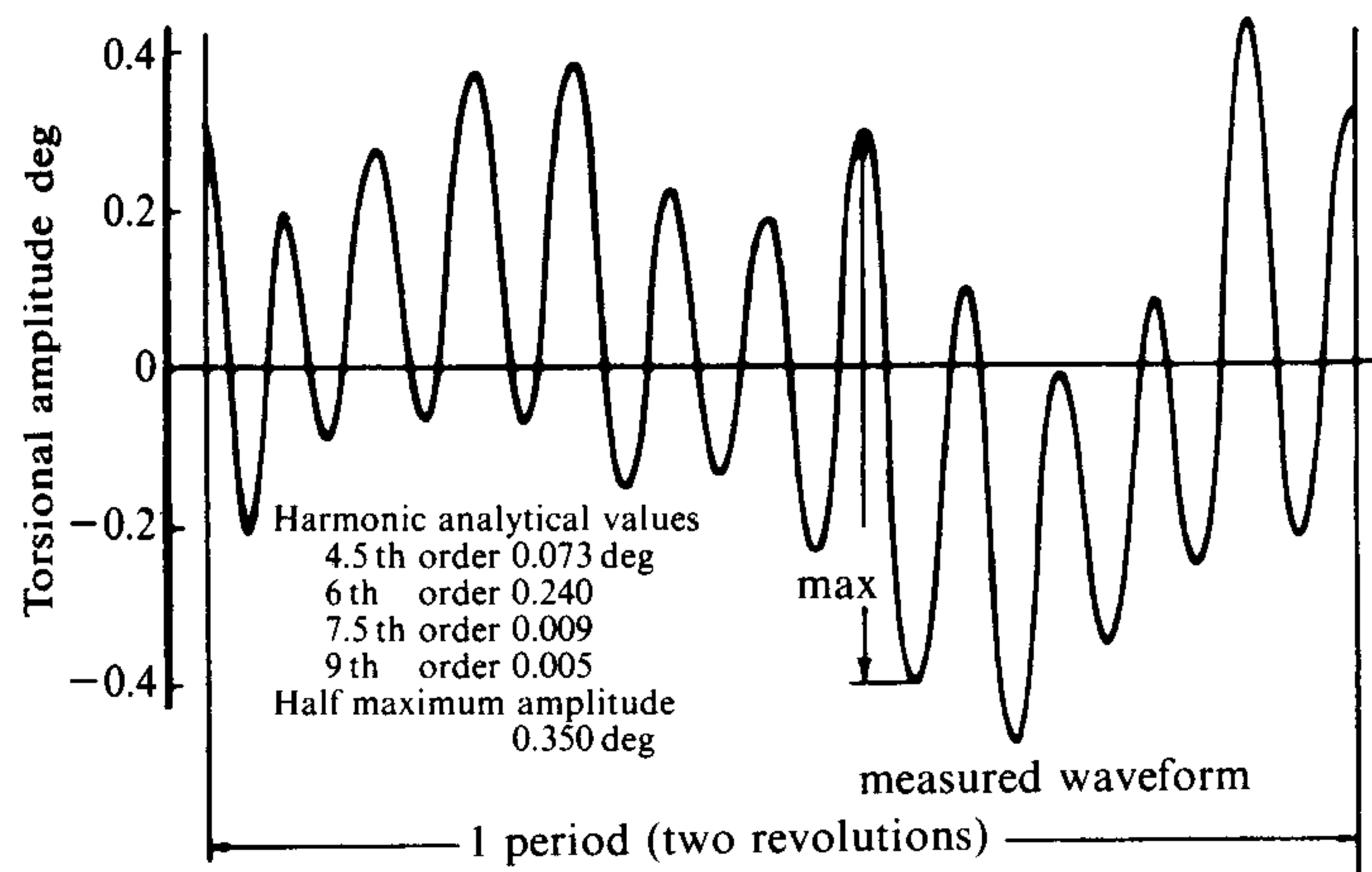


図10 ねじり振動角変位の実測波形（プーリ端，1880 rpm，E エンジン）

10. ま と め

本論文のまとめは以下の通りである。

- (1) エンジン全負荷運転中のねじり振動が発生している状態で，急に燃焼を停止させて得られる自由減衰ねじり振動波形から，減衰定数（Decay constant） α および減衰比を直接求める方法を提案した。
- (2) この方法を使用して，直列小形高速ディーゼルエンジン6種（シリンダ内径； $\phi 83 \sim 120$ mm，総排気量；1.9～10.2 l）を対象として実験を行った結果，
 - i) 機関減衰比は，ほぼ0.03～0.04である。
 - ii) ピストンリング部，とくにオイルリング部は機関減衰に大きな影響を与える。
 が得られた。
- (3) 実験より得られた減衰定数・固有円振動数・減衰比の関係を利用して，ねじり振動計算に必要な機関減衰

係数を決定する方法を提案した。

参 考 文 献

- 1) Rowett, F. E., Proc. Roy. A, 89 (1914), 528.
- 2) Lewis, F. M., Trans. Soc. Nav. Archit., 23 (1925), 109.
- 3) Dorey, S. F., Proc. I. Mech. E., 123 (1932), 479.
- 4) Draminsky, P. Proc. I. Mech. E., 159 (1948), 416.
- 5) Ker Wilson, W., Practical Solution of Torsional Vibration Problems, Vol. 2 (1963), Chapman & Hall.
- 6) 松井，機学誌，55-399 (27-4)，6.
- 7) Shannon, J. F., Proc. I. Mech. E., 131 (1935), 387.
- 8) Bradbury, C. H., Oil Engine and Gasturbine, 20-235 (1953).
- 9) B. I. C. E. R. A., Handbook on Torsional Vibration, (1958), Cambridge Univ. Press.
- 10) Carter, B. C., Proc. I. Mech. E., 131 (1935), 436.
- 11) Troost, L., Trans. N. E. C. Inst. Eng. and Shipbuilders, 67 (1950), 89.
- 12) Archers, S., Engineering, 179 (1955), 594.
- 13) 富山，内燃機関のねじり振動と疲れ強さ，(昭31)，コロナ社。
- 14) 丸山，ディーゼル機関の振り振動，(昭31)，山海堂。
- 15) Maciotta, R. and F. Saija Merlion, CIMAC, (1965), 149.
- 16) 奥津，内燃機関，7-9 (昭18-9)，7-11 (昭18-11)。
- 17) 若林・関，舶機誌，11-11 (昭51-11)，12.
- 18) 神田，機論，32-235 (昭41-3)，464.
- 19) 若林・山田・宇野，国土館大学工学部紀要，第10号 (昭52)，7-14.

（原稿受理 平成元年9月30日）